

2. SISTEMAS ARTICULADOS

2.1 Mecanismo de Quatro Barras. Um dos mecanismos mais simples e mais úteis é o mecanismo de quatro barras ou quadrilátero articulado, mostrado na Fig. 2.1. A peça 1 é o suporte, geralmente estacionário. A manivela 2 é a peça acionadora que pode girar ou apenas oscilar. Em ambos os casos a peça 4 irá oscilar. Se a peça 2 gira, o mecanismo transforma movimento de rotação em oscilação. Se a manivela oscila, o mecanismo então multiplica o movimento de oscilação.

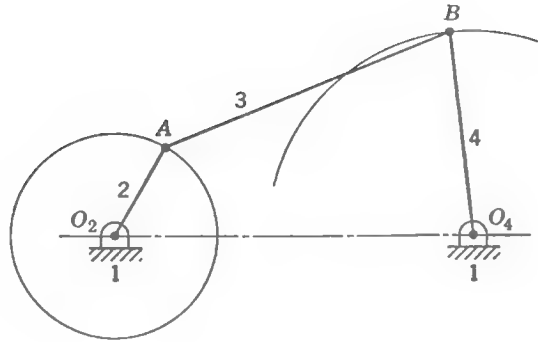


Figura 2.1

Enquanto a peça 2 gira, não há perigo de travamento do mecanismo. Entretanto se a manivela 2 oscila, deve-se tomar cuidado no dimensionamento dos comprimentos das peças para evitar pontos mortos de modo que o mecanismo não pare em suas posições extremas. Estes pontos mortos ocorrerão quando a linha de ação da força acionadora tiver a mesma direção da peça 4, conforme está indicado na Fig. 2.2.

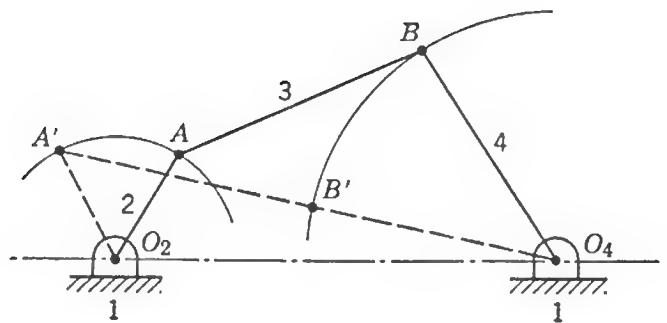


Figura 2.2

Se o mecanismo de quatro barras for projetado de modo que a peça 2 possa girar completamente mas a peça 4 seja a acionadora, ocorrerão pontos mortos e será necessário o uso de um volante para evitar a parada nesses pontos mortos.

Além dos possíveis pontos mortos em um mecanismo de quatro barras, é necessário considerar-se o *ângulo de transmissão* que é o existente entre a peça de ligação 3 e a peça 4, conforme mostrado na Fig. 2.3a como ângulo γ .

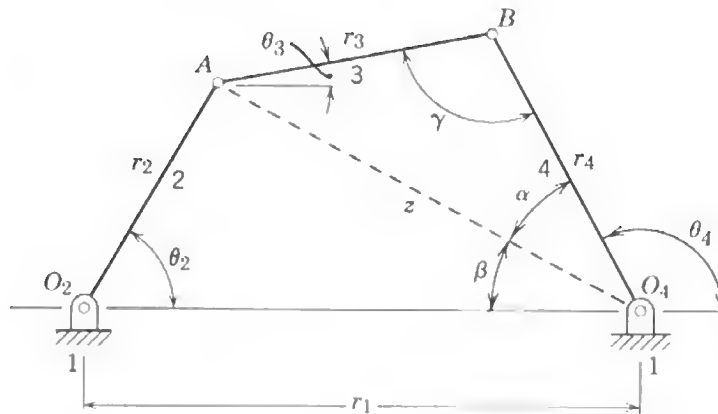


Figura 2.3a

Pode-se deduzir uma equação para o ângulo de transmissão aplicando a Lei dos Cossenos aos triângulos AO_2O_4 e ABO_4 , conforme segue:

$$z^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2 \quad (2.1)$$

Também

$$z^2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos \gamma \quad (2.2)$$

Portanto,

$$r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos \gamma$$

e

$$\cos \gamma = (r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 - r_4^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2) / -2r_3r_4$$

ou

$$\gamma = \cos^{-1} [(z^2 - r_3^2 - r_4^2) / -2r_3r_4] \quad (2.3)$$

onde o valor de z é calculado através da primeira das duas equações deduzidas pela lei dos cossenos (Eq. 2.1). Com as dimensões das peças conhecidas (isto é, r_1 , r_2 , r_3 e r_4), γ é função apenas do ângulo de entrada θ_2 . Deve ser notado que haverá dois valores para γ , correspondente a apenas um valor de θ_2 , porque a função arco-cosseno fornece dois valores. Fisicamente, o segundo valor de γ corresponde ao segundo modo de montagem, arranjo ou fechamento, do mecanismo de quatro barras, conforme mostrado na Fig. 2.3b. Para cada valor de entrada de θ_2 , o mecanismo de quatro barras pode ser montado de duas formas diferentes.

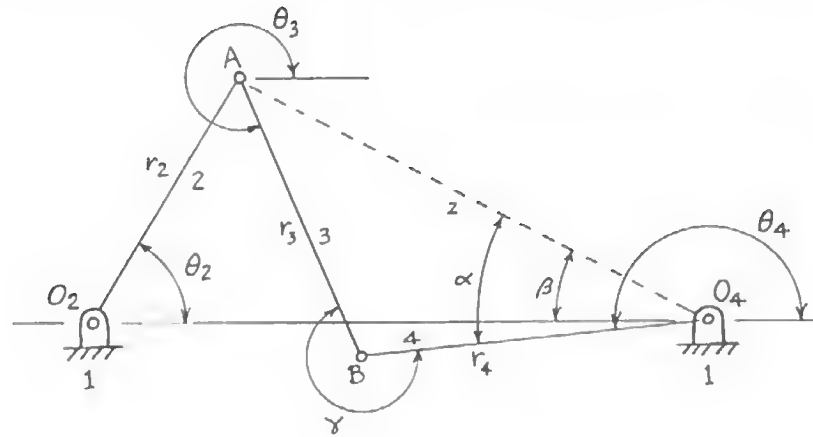


Figura 2.3b

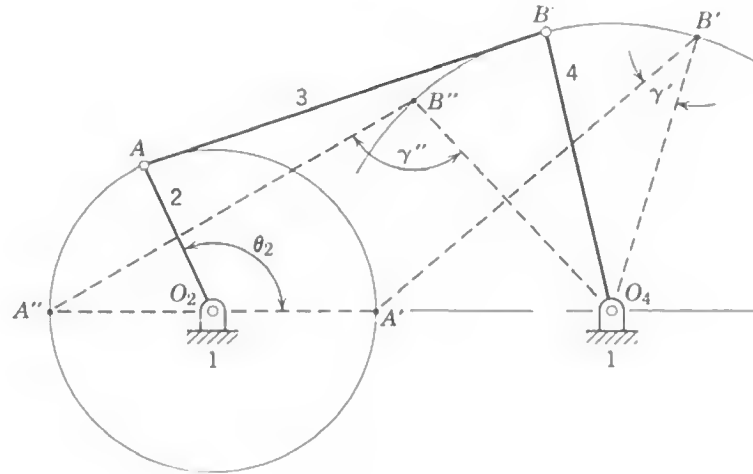


Figura 2.3c

De um modo geral, para uma melhor transmissão de força pelo mecanismo, as peças 3 e 4 deverão estar quase perpendiculares através do ciclo de movimento. Se o ângulo de transmissão se desvia de $+90^\circ$ ou -90° por mais do que 45° ou 50° , o mecanismo tende a parar devido ao atrito nas juntas; também as peças 3 e 4 tendem a se alinhar e podem travar. É especialmente importante verificar os ângulos de transmissão quando mecanismos são projetados para trabalhar perto dos pontos mortos. Uma ilustração dos ângulos de transmissão mínimo e máximo de um mecanismo de quatro barras é mostrado na Fig. 2.3c por γ' e γ'' , respectivamente. No mecanismo, a peça 2 gira completamente e a peça 4 oscila.

O ângulo de saída do mecanismo de quatro barras (ângulo θ , na Fig. 2.3a) pode ser encontrado numa forma particular como uma função de θ_2 . Em referência à Fig. 2.3a, a lei dos cossenos pode ser usada para expressar os ângulos α e β como segue:

$$\alpha = \cos^{-1} [(z^2 + r_4^2 - r_3^2) / -2zr_4] \quad (2.4)$$

$$\beta = \cos^{-1} [(z^2 + r_1^2 - r_2^2) / -2zr_1] \quad (2.5)$$

O ângulo θ_4 na Fig. 2.3a é dado por

$$\theta_2 = 180^\circ - (\alpha + \beta) \quad (2.6)$$

Deve ser tomado muito cuidado no uso desse resultado visto que α e β podem ser ângulos tanto positivos quanto negativos, dependendo da solução escolhida para a função arco-cosseno. Para o segundo arranjo do mecanismo (Fig. 2.3b), β deve ser considerado positivo e α negativo para o uso da Eq. 2.5. Em geral, para $0^\circ \leq \theta_2 < 180^\circ$, β deve ser selecionado de forma que $0^\circ \leq \beta < 180^\circ$; e similarmente para $180^\circ \leq \theta_2 < 360^\circ$, β deve ser selecionado de forma que $180^\circ \leq \beta < 360^\circ$. Com β selecionado dessa forma, os dois valores de α produzirão valores de θ_4 correspondentes aos dois arranjos distintos do mecanismo.

O processo de encontrar os ângulos variáveis de saída em função do ângulo de entrada é conhecido como *análise de posição*. O método da análise de posição aqui apresentado é apenas uma dentre muitas aproximações possíveis. Outro método baseado no uso de vetores e números complexos é explorado no Apêndice 1. Todos os métodos apresentados, entretanto, requerem introspecção e manipulação para a obtenção do ângulo desejado de saída como função do ângulo de entrada. O problema da análise de posição para mecanismos contendo mais do que quatro barras pode ser extremamente complicado.

O mecanismo de quatro barras pode tomar outras formas como a mostrada na Fig. 2.4. Na Fig. 2.4a o mecanismo está cruzado, isto é, quando as peças 2 e 4 giram, o fazem em sentidos opostos. Este mecanismo tem o mesmo tipo de movimento que o da Fig. 2.1.

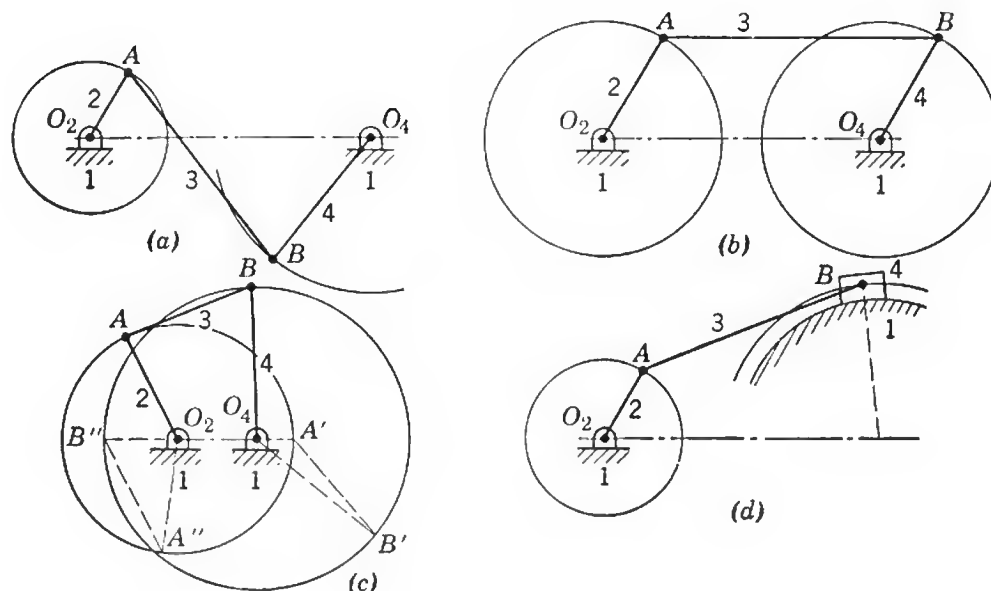


Figura 2.4

Na Fig. 2.4b as peças opostas têm o mesmo comprimento e, portanto, sempre permanecem paralelas; as peças 2 e 4 têm movimento de rotação. Este tipo de mecanismo é característico das rodas motrizes de locomotivas a vapor. A Fig. 2.4c mostra outro arranjo no qual a peça motriz e a movida giram continuamente. Esta forma de quadrilátero articulado é a base para o mecanismo de manivela dupla e corredeira, que será abordado no item relativo a mecanismos de retorno rápido. Se a peça 2 girar a uma rotação constante, a peça 4 terá uma velocidade angular não uniforme. A fim de se evitar o travamento do mecanismo, deve se manter certas relações entre os comprimentos das peças:

$$\begin{aligned} O_2A \text{ e } O_4B &> O_2O_4 \\ (O_2A - O_2O_4) + AB &> O_4B \\ (O_4B - O_2O_4) + O_2A &> AB \end{aligned}$$

A segunda e a terceira relações se originam dos triângulos $O_4A'B'$ e $O_2A''B''$, respectivamente, e do fato de que a soma de dois lados de um triângulo deve ser maior que o terceiro lado.

A Fig. 2.4d mostra um arranjo onde a peça 4 da Fig. 2.1 foi substituída por um bloco deslizante. O movimento dos dois mecanismos é idêntico.

O mecanismo de quatro barras é muitas vezes denominado de *manivela-balancim* quando a peça 2 gira e a peça 4 oscila conforme mostrado na Fig. 2.4a. Do mesmo modo, o termo *manivela dupla* significa que ambas as peças 2 e 4 têm movimento de rotação como a Fig. 2.4b e c. O termo *balancim duplo* indica que as peças 2 e 4 têm movimento de oscilação, mostrado na Fig. 2.2.

Pode-se aplicar a Lei de Grashoff como uma maneira de determinar se o mecanismo irá operar como manivela balancim, manivela dupla ou balancim duplo. Esta lei estabelece que se a soma dos comprimentos da maior e da menor peça for *menor do que* a soma dos comprimentos das outras duas, o mecanismo formará:

1. Dois mecanismos tipo manivela-balancim, diferentes, quando a menor peça for a manivela e qualquer das peças adjacentes for a peça fixa.
2. Um mecanismo manivela dupla quando a menor peça for a fixa.
3. Um balancim duplo quando a peça oposta à menor for a peça fixa.

Também, se a soma dos comprimentos da maior e da menor for *maior do que* a soma dos comprimentos das outras duas, somente resultarão balancins duplos. Ainda, se a soma da maior e da menor peça for *igual* à soma das outras duas, os quatro mecanismos possíveis são similares aos dos casos 1, 2 e 3 acima. Entretanto, neste último caso a linha de centros do mecanismo pode ficar alinhada com as peças de modo que a manivela conduzida possa mudar o sentido de rotação, a não ser que algo seja feito para evitá-lo. Tal mecanismo é apresentado na Fig. 2.4b, onde as peças podem ficar alinhadas com a linha de centros O_2O_4 . Nesta posição, o sentido de rotação da peça 4 pode mudar, a não ser que a inércia desta peça a leve a ultrapassar este ponto.

2.2 Mecanismo Cursor-Manivela. Este mecanismo é amplamente utilizado e encontra sua maior aplicação no motor de combustão interna. A Fig. 2.5a mostra um esboço em que a peça 1 é o bloco do motor (considerado fixo), a peça 2 é a manivela, a peça 3 a biela e a peça 4 o êmbolo. Sobre a peça 4 atua a pressão dos gases, no motor de combustão interna. A força é transmitida à manivela através da biela. Pode-se ver que haverá dois pontos mortos durante o ciclo, um em cada posição extrema do curso do êmbolo. Para evitar a parada do mecanismo nesses pontos mortos é necessário o emprego de um volante solidário à manivela. Este mecanismo também é usado em compressores de ar, onde um motor elétrico aciona a manivela que por sua vez impulsiona o êmbolo que comprime o ar. Considerando o mecanismo cursor-manivela, é necessário calcular o deslocamento do cursor, suas velocidade e aceleração correspondentes. As equações de deslocamento, velocidade e aceleração são obtidas usando-se a Fig. 2.5b.

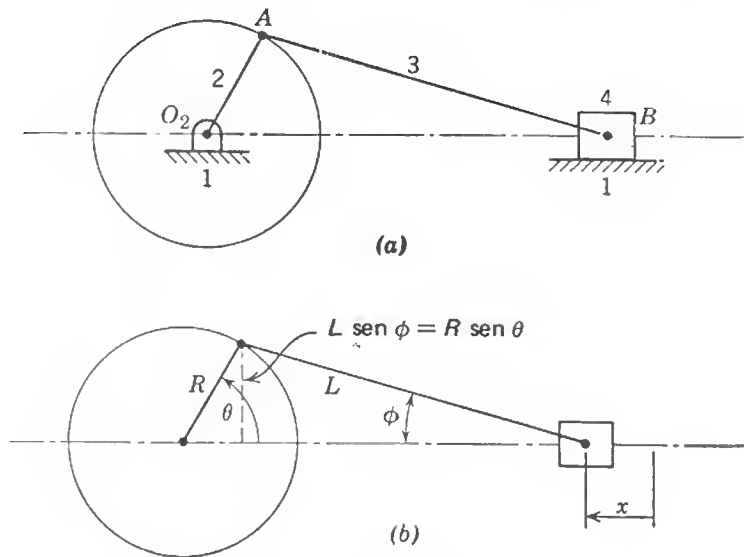


Figura 2.5

$$\begin{aligned}
 x &= R + L - R \cos \theta - L \cos \phi \\
 &= R (1 - \cos \theta) + L (1 - \cos \phi) \\
 &= R (1 - \cos \theta) + L \{ 1 - [1 - (R/L)^2 \sin^2 \theta]^{1/2} \}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

A fim de simplificar a expressão acima, o radical pode ser aproximado substituindo-o de acordo com a série

$$(1 \pm B^2)^{1/2} = 1 \pm \frac{1}{2} B^2 - \frac{B^4}{2 \cdot 4} \pm \frac{1 \cdot 3 B^6}{2 \cdot 4 \cdot 6} - \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 B^8}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8} \pm \dots$$

onde $B = (R/L) \sin \theta$.

Em geral o uso dos dois primeiros termos da série já possibilita uma precisão suficiente.

Portanto,

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2} \sin^2 \theta = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta \quad (\text{aproximadamente})$$

e

$$x = R (1 - \cos \theta) + (R^2 / 2L) \sin^2 \theta$$

onde $\theta = \omega t$ porque ω é constante.

$$V = \frac{dx}{dt} = R\omega \left[\sin \theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right] \quad (2.8)$$

$$A = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \quad (2.9)$$

É possível fixar-se outra peça, sem ser a peça 1, no mecanismo cursor manivela e assim obter-se três inversões, que são mostradas na Fig. 2.6. Na Fig. 2.6a fixa-se a manivela e todas as demais peças podem se mover. Este mecanismo era usado em antigos motores de avião e eram conhecidos como motores rotativos porque a manivela era estacionária e os cilindros giravam em torno da manivela. Uma aplicação mais moderna desta inversão aparece no mecanismo Whitworth que será apresentado no item relativo a mecanismos de retorno rápido. A Fig. 2.6b mostra uma inversão onde a biela é a peça fixa. Esta inversão é empregada em máquinas a vapor auxiliares e é também a base do mecanismo de plaina limadora, a ser apresentada mais adiante. A terceira inversão, onde o cursor é a peça fixa, é usada, às vezes, em bombas de água manuais.

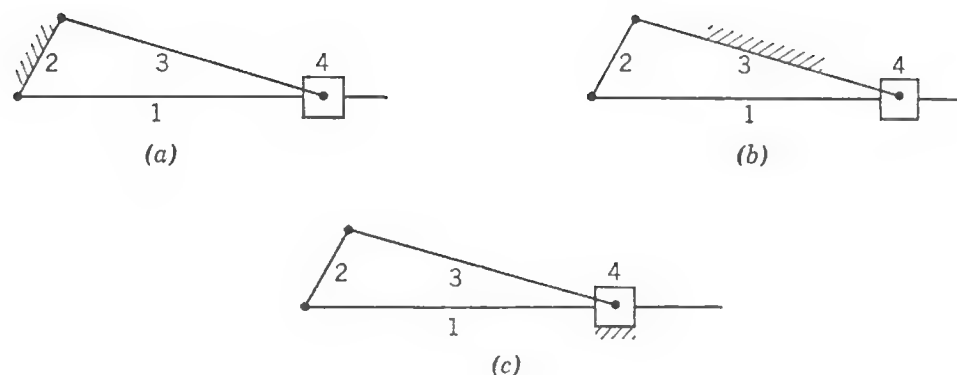


Figura 2.6

Pode se conseguir uma variação do mecanismo curso-manivela por aumentar o diâmetro do moente até que ele fique maior do que o munhão da manivela. Este moente aumentado constitui um excêntrico e substitui a manivela do mecanismo original. A Fig. 2.7 mostra um desenho em que o ponto A é o centro do excêntrico e o ponto O seu centro de rotação. O movimento deste mecanismo equivale ao de um mecanismo cursor-manivela com uma manivela de comprimento OA. Uma desvantagem séria deste mecanismo, entretanto, é o problema da lubrificação adequada entre o excêntrico e a biela. Isto limita a potência que pode ser transmitida.

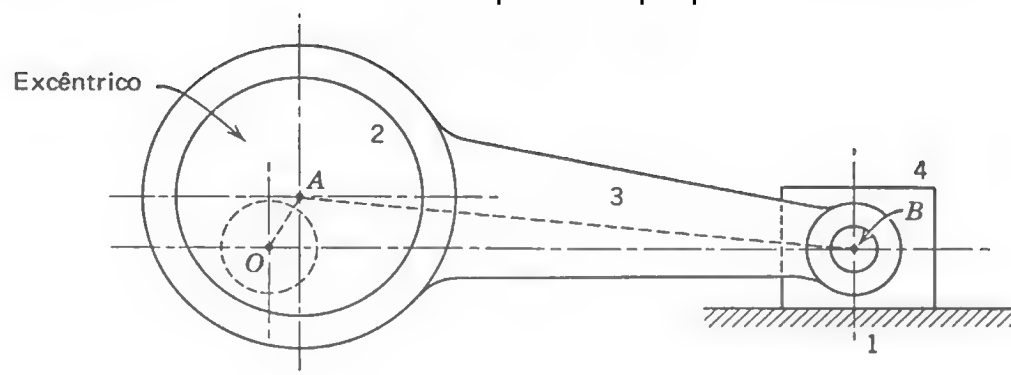


Figura 2.7

2.3 Garfo Escocês. Este mecanismo é capaz de gerar movimento harmônico simples. Antigamente era empregado em bombas a vapor, mas agora é usado como mecanismo de mesa vibradora e como gerador de seno e cosseno para mecanismos de cômputo. A Fig. 2.8a apresenta um esboço desse mecanismo e a Fig. 2.8b mostra como é gerado o movimento harmônico simples. O raio r a uma velocidade angular constante ω_r e a projeção do ponto P sobre o eixo x (ou eixo y) se desloca com movimento harmônico simples. O deslocamento, medido da direita para a esquerda, a partir da interseção da trajetória de P com o eixo x é

$$x = r - r \cos \theta_r, \text{ onde } \theta_r = \omega_r t \quad (2.10)$$

Portanto,

$$x = r (1 - \cos \omega_r t)$$

$$V = dx/dt = r \omega_r \sin \omega_r t = r \omega_r \sin \theta_r \quad (2.11)$$

$$A = d^2x/dt^2 = r \omega_r^2 \cos \omega_r t = r \omega_r^2 \cos \theta_r \quad (2.12)$$

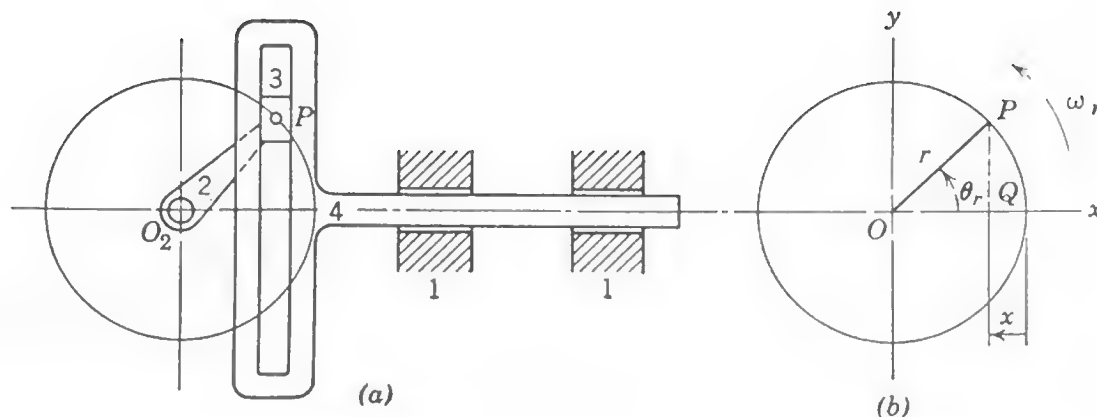


Figura 2.8

Outro mecanismo capaz de gerar movimento harmônico simples é a came circular com seguidor radial de face plana, que será apresentado no próximo capítulo.

2.4 Mecanismos de Retorno Rápido. Estes mecanismos são usados em máquinas operatrizes para dar-lhes um curso de corte lento e um curso de retorno rápido para uma velocidade angular constante da manivela motriz. Em geral são sistemas articulados simples tais como o mecanismo de quatro barras e o mecanismo cursor-manivela. Pode-se usar também uma inversão do mecanismo cursor-manivela combinado com o mecanismo cursor manivela convencional. No projeto de mecanismos de retorno rápido, a razão entre os ângulos descritos pela manivela motriz durante o curso de corte e o curso de retorno é de suma importância e é conhecido como *razão de tempos*. Esta razão deve ser maior do que a unidade e seu valor deve ser o maior possível para que haja um retorno rápido da ferramenta de corte. Como um exemplo, no mecanismo da Fig. 2.11, α é o ângulo descrito pela manivela durante o curso de corte e β é o correspondente ao curso de retorno. Supondo-se que a manivela opera a uma velocidade de rotação constante, a razão de tempos é, portanto, α/β , que é muito maior do que a unidade.

Há diversos tipos de mecanismos de retorno rápido que são descritos a seguir:

Mecanismo de manivela dupla e cursor. Este mecanismo é derivado do mecanismo de quatro barras e está mostrado na Fig. 2.9. Para uma velocidade angular constante da peça 2, a peça 4 rodará com velocidade de rotação não uniforme. O cursor 6 irá subir com velocidade aproximadamente constante durante a maior parte do avanço para dar um curso de avanço lento e um retorno rápido quando a manivela 2 girar no sentido anti-horário.

Mecanismo Whitworth. É uma variação da primeira inversão do mecanismo cursor-manivela em que a manivela é a peça fixa. A Fig. 2.10 mostra um esboço do mecanismo e as peças 2 e 4 fazem voltas completas.

Mecanismo de plaina limadora. Este mecanismo é uma variação da segunda inversão do mecanismo cursor-manivela em que a biela é a peça fixa. A Fig. 2.11 apresenta este mecanismo onde a peça 2 gira e a peça 4 oscila.

Se a distância O_2O_4 for diminuída até ficar menor que a manivela, este mecanismo se transformará no Whitworth.

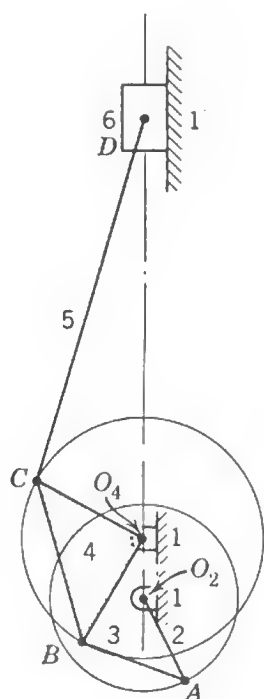


Figura 2.9

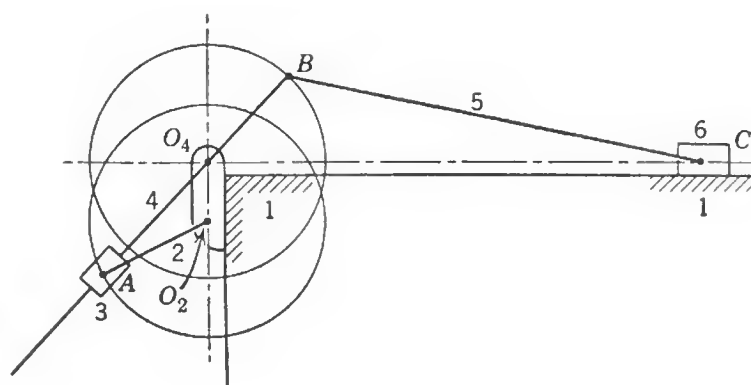


Figura 2.10

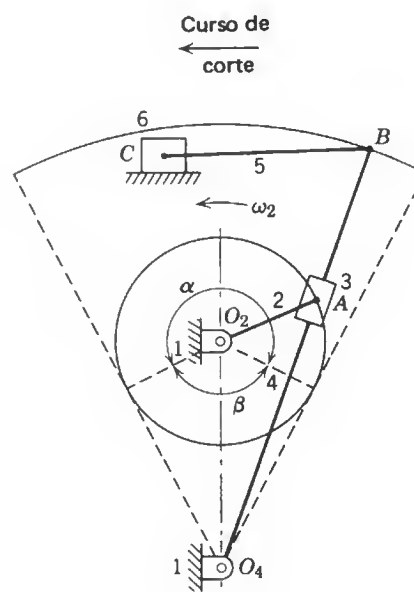


Figura 2.11

Manivela deslocada. O mecanismo cursor-manivela pode ter a manivela deslocada conforme mostrado na Fig. 2.12. Isto possibilitará um movimento de retorno rápido. Entretanto, o efeito do retorno rápido é muito pequeno e o mecanismo deve ser empregado somente onde o espaço for limitado e o mecanismo tiver que ser simples.

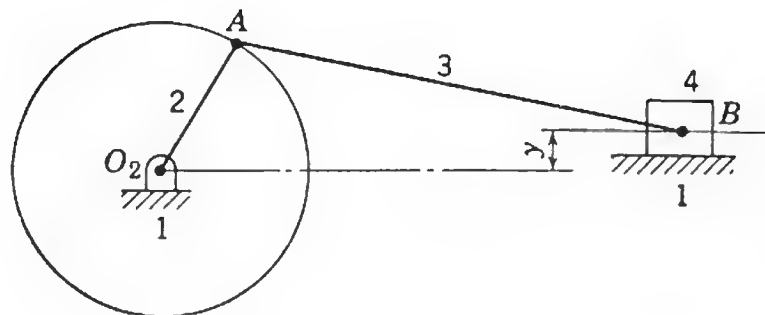


Figura 2.12

2.5 Alavanca Articulada. Este mecanismo tem muitas aplicações onde se necessita vencer uma grande resistência com uma pequena força motriz. A Fig. 2.13 mostra o esboço do mecanismo; as peças 4 e 5 têm o mesmo comprimento. À medida que os ângulos α diminuem e as peças 4 e 5 se tornam quase alinhadas, a força F necessária para superar uma dada resistência P decresce conforme indicado pela seguinte relação

$$F / P = 2 \operatorname{tg} \alpha$$

Pode-se ver que para uma determinada força F quando α tende a zero, P tende para infinito. Um britador utiliza este mecanismo para vencer uma grande resistência com uma pequena força. Este mecanismo pode ser usado estática ou dinamicamente, como se vê em muitos dispositivos de fixação de peças.

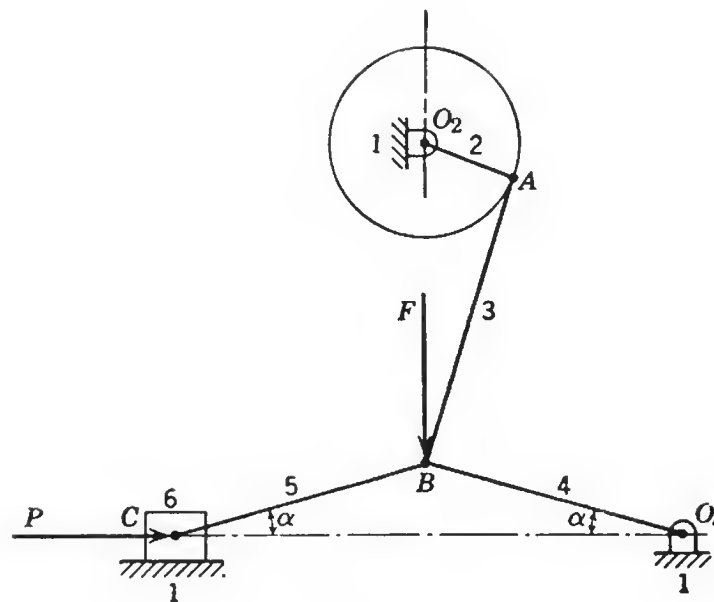


Figura 2.13

2.6 Junta de Oldham. Este mecanismo possibilita um meio de ligarem-se dois eixos paralelos que possuam um pequeno desalinhamento, de modo que possa haver transmissão de velocidade angular constante entre o eixo motriz e o conduzido.

A Fig. 2.14 mostra um esboço desta junta. Este mecanismo é uma inversão do garfo escocês.

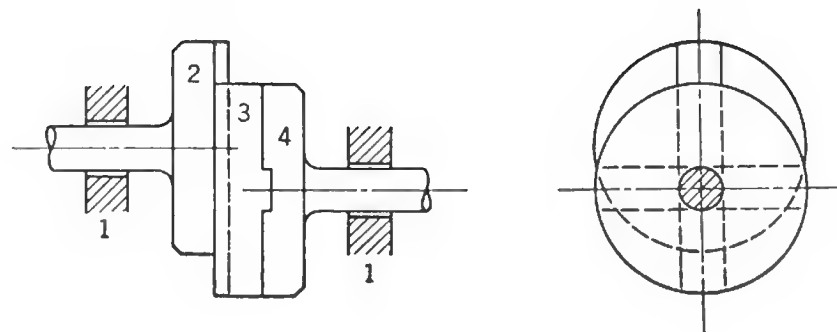


Figura 2.14

2.7 Mecanismos Traçadores de Retas. Como o nome indica, estes mecanismos são projetados de modo que um ponto de uma das peças se mova em linha reta. Dependendo do mecanismo, esta linha reta poderá ser aproximada ou teoricamente exata.

Um exemplo de um mecanismo traçador de retas aproximadas é o mecanismo de Watt, mostrado na Fig. 2.15. O ponto P está localizado de tal modo que os segmentos AP e BP são inversamente proporcionais aos comprimentos O_2A e O_4B . Portanto, se as peças 2 e 4 tiverem o mesmo comprimento, o ponto P deverá estar no meio da peça 3. O ponto P descreverá uma trajetória na forma de um 8. Parte desta trajetória se aproximará muito de uma linha reta.

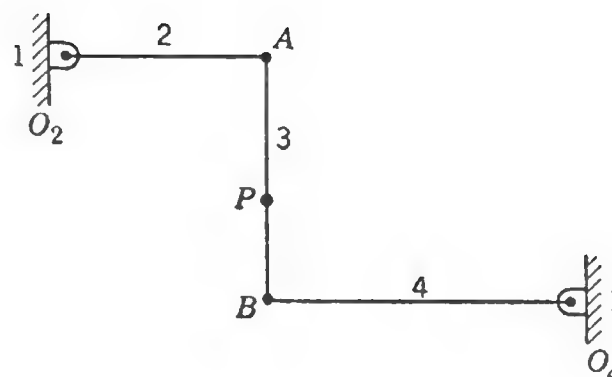


Figura 2.15

O mecanismo Peaucellier é um que pode gerar uma linha reta exata. A Fig. 2.16 mostra um esboço onde as peças 3 e 4 são iguais. As peças 5, 6, 7 e 8 também são iguais e a peça 2 tem seu comprimento igual à distância O_2O_4 . O ponto P descreverá uma trajetória que é uma linha reta exata.

Os mecanismos traçadores de reta têm muitas aplicações; entre elas, os mecanismos de indicadores de motores e de disjuntores elétricos são duas aplicações notáveis.

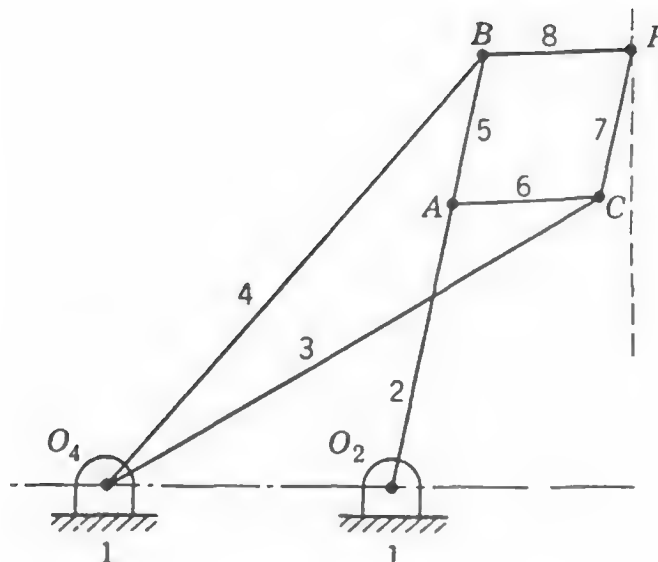


Figura 2.16

2.8 Pantógrafo. Este mecanismo é usado como um dispositivo de copiar. Quando um ponto do mecanismo seguir uma determinada trajetória, outro ponto do mecanismo, porém de outra peça, descreverá uma trajetória semelhante à anterior, em uma escala previamente escolhida. A Fig. 2.17 apresenta um esboço do mecanismo. As peças 2, 3, 4 e 5 formam um paralelogramo e o ponto P está situado numa extensão da peça 4. O ponto Q está localizado sobre a peça 5, na interseção com a linha que liga O a P . Quando o ponto P descrever uma curva, o ponto Q traçará uma trajetória semelhante, em escala reduzida.

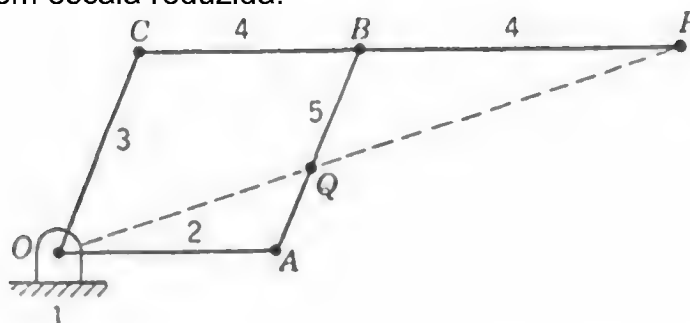


Figura 2.17

Este mecanismo encontra muita aplicação em instrumentos copiadores, particularmente em máquinas de gravação ou máquinas copiadoras. Um emprego desta máquina é a confecção de matrizes ou moldes. O ponto P serve como um ponteiro e segue o perfil de um gabarito enquanto a ferramenta colocada no ponto Q usina a matriz, em uma escala menor.

2.9 Rotores de Câmara. Este mecanismo se apresenta sob diversas formas, que podem se enquadrar em duas classificações. O primeiro tipo consiste de dois lóbulos que operam dentro de uma câmara. O soprador Roots, mostrado na Fig. 2.18, é um exemplo deste tipo. Os rotores são ciclóides e são acionados por um par de engrenagens iguais, acopladas, situadas atrás da câmara. Em uma aplicação moderna o soprador Roots possui três lóbulos em cada rotor: é usado em superalimentadores de baixa pressão para motores Diesel.

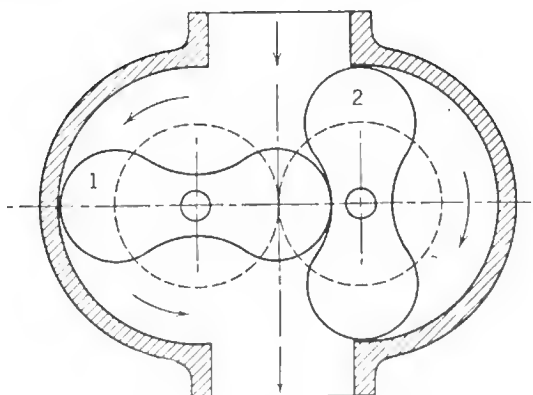


Figura 2.18

O outro tipo de rotor de câmara tem somente um rotor situado excentricamente dentro da câmara e geralmente é uma variação do mecanismo cursor-manivela. A Fig. 2.19 mostra um mecanismo deste tipo projetado originalmente para uma máquina a vapor, mas sua aplicação atual é em bombas.

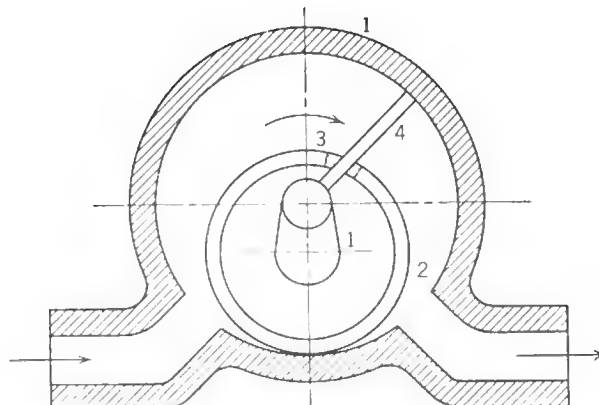


Figura 2.19

Outro exemplo do segundo tipo de rotor de câmara está apresentado na Fig. 2.20, que ilustra o princípio do *motor Wankel*. Neste mecanismo, os gases em expansão atuam sobre o rotor que gira excentricamente e transmite torque ao eixo de saída por intermédio do excêntrico que faz parte do eixo. A defasagem entre as rotações do rotor e do excêntrico é assegurada por um par de engrenagens composto de uma engrenagem de dentes internos e outra de dentes externos (não mostradas na figura), de modo que o movimento orbital do rotor é controlado adequadamente.

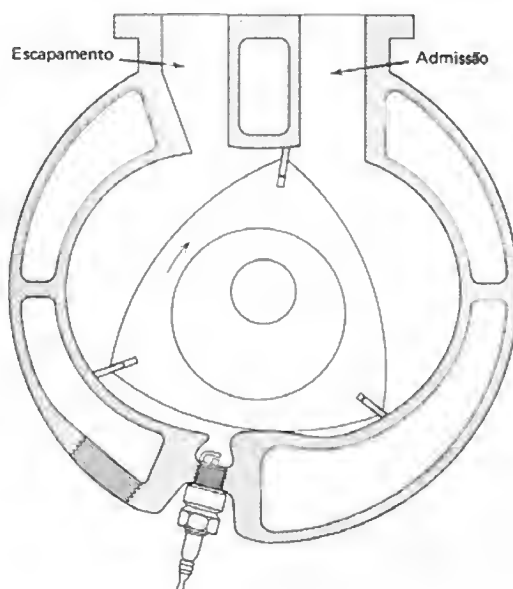


Figura 2.20

2.10 Junta de Hooke. Esta junta é usada para interligar dois eixos que se cruzam. Também conhecida por junta universal, encontra larga aplicação em automóveis. Um esboço desta junta está mostrado na Fig. 2.21 e um modelo comercial é apresentado na Fig. 2.22. Na Fig. 2.21, a peça 2 é a motriz e a 4 é a conduzida. A peça 3 é uma cruzeta que liga os dois garfos.

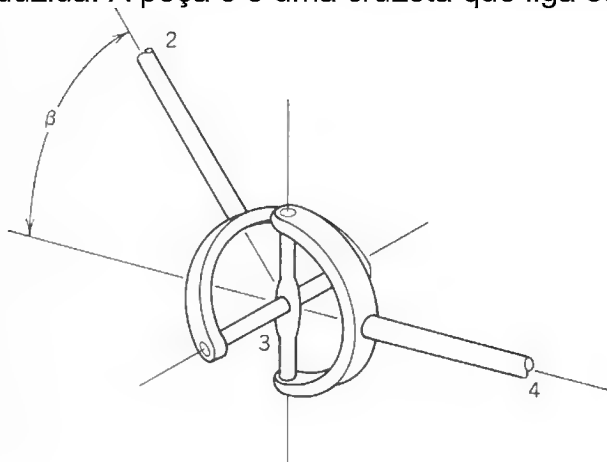


Figura 2.21

Pode-se ver que, embora os dois eixos completem uma volta durante o mesmo tempo, a razão das velocidades angulares dos dois eixos não será constante, variando como uma função do ângulo β entre os eixos e do ângulo de rotação θ do eixo motriz. A relação é dada por

$$\omega_1 / \omega_2 = \cos \beta / (1 - \sin^2 \beta \sin^2 \theta)$$

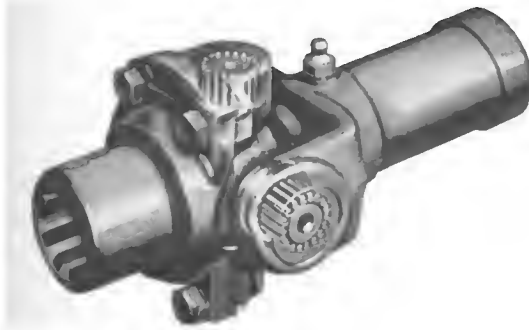


Figura 2.22 Junta universal tipo Hooke

Uma representação gráfica desta equação em coordenadas polares para um quarto de volta do eixo motriz, mostrada na Fig. 2.23, indica claramente o efeito de um grande ângulo β entre os eixos. É possível a ligação entre dois eixos por intermédio de duas juntas de Hooke e um eixo intermediário, de modo que a razão de velocidades não uniforme do primeiro acoplamento será anulada pela segunda junta. A Fig. 2.24 indica esta aplicação quando os eixos 2 e 4, que serão ligados, não são coplanares. A ligação deve ser realizada de tal modo que o eixo motriz 2 e o conduzido 4 façam ângulos iguais a β com o eixo intermediário 3. Também os garfos do eixo 3 devem ser posicionados de modo que um garfo fique no plano determinado pelos eixos 2 e 3 e o outro fique no plano dos eixos 3 e 4. Se os dois eixos a serem ligados estiverem no mesmo plano, então os garfos do eixo intermediário serão paralelos. Uma aplicação deste último caso é o sistema Hotchkiss de transmissão, usado na maioria dos veículos atualmente.

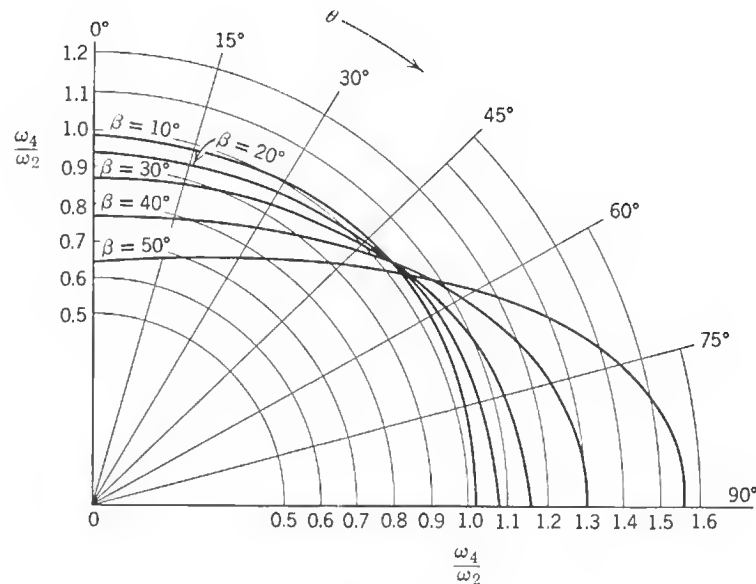


Figura 2.23

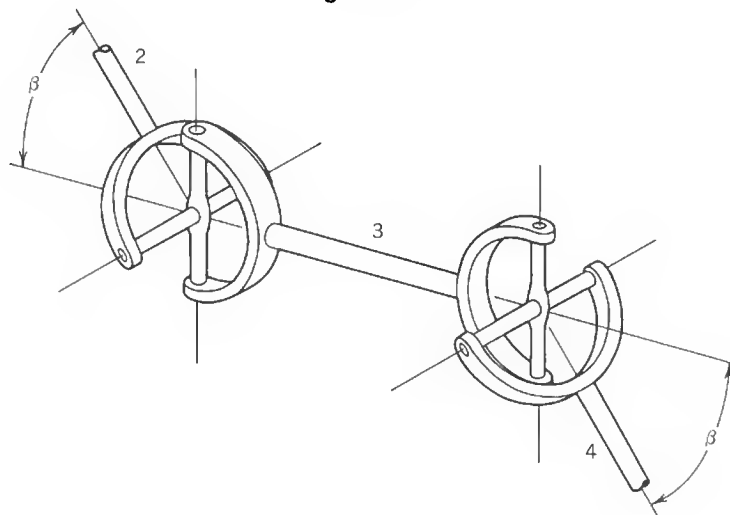


Figura 2.24

2.11 Juntas Universais Homocinéticas. Engenheiros pesquisaram durante muitos anos uma junta universal capaz de transmitir movimento a uma razão de velocidades angulares constante. Diversas juntas, aplicando o princípio de Hooke, foram propostas e uma delas, surgida em 1870, possuía um eixo intermediário de comprimento nulo. Entretanto, pelo que se conhece, juntas deste tipo nunca tiveram emprego comercial.

Com o desenvolvimento da tração dianteira para veículos automóveis, aumentou a necessidade de uma junta universal que fosse capaz de transmitir movimento com uma razão de velocidades angulares constante. É verdade que poderiam ser usados duas juntas de Hooke e um eixo intermediário, porém, isto não seria completamente satisfatório. Em uma transmissão do tipo empregado nos veículos de tração dianteira, onde o ângulo β é, às vezes, muito grande, as condições modificantes tornam-na quase impossível de obter razão de velocidades constante. A necessidade de uma junta homocinética foi satisfeita pela introdução, nos EUA, das juntas Weiss e Rzeppa e na França, da junta Tracta. A junta Weiss foi patenteada pela primeira vez em 1925, a Rzeppa em 1928 e a Tracta em 1933. O funcionamento destas juntas não é baseado no mesmo princípio da junta de Hooke.

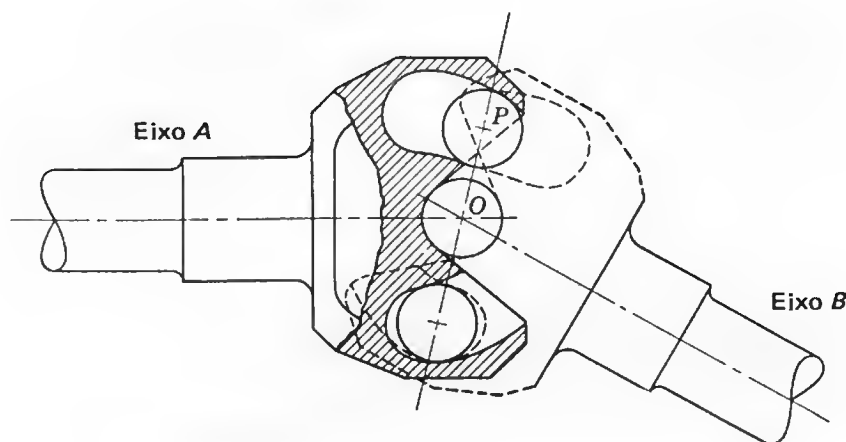


Figura 2.25

Uma *junta Bendix-Weiss* está apresentada na Fig. 2.25. Conforme mostrado na figura, as ranhuras que são simétricas em relação à linha de centros dos eixos, são formadas nas superfícies dos dentes dos garfos. Quatro esferas são colocadas entre esses dentes no ponto onde os eixos das ranhuras de um garfo cruzam os eixos das ranhuras do outro garfo. A transmissão de potência é feita do eixo motriz para o conduzido, através dessas esferas. Uma quinta esfera, com um entalhe, proporciona a montagem das peças em um conjunto assim como suporta as forças axiais. Em funcionamento, as esferas mudarão automaticamente suas posições à medida que o ângulo entre os eixos variar, de modo que o plano que contém os centros das esferas sempre esteja na bissetriz do ângulo formado pelos dois eixos. Pode-se provar que desta condição resultará uma razão de velocidades angulares constante. A Fig. 2.28 mostra uma fotografia da junta *Bendix-Weiss*.

Uma *junta Rzeppa*, tipo sino, está mostrada na Fig. 2.26. Esta junta consiste de um alojamento esférico e uma pista interna dotados de ranhuras. Seis esferas de aço são colocadas nessas ranhuras e transmitem o torque do eixo motriz para o movido. As ranhuras são concêntricas em relação ao ponto O (cruzamento das linhas de centro dos eixos). As seis esferas são conduzidas por uma gaiola cuja posição é controlada por uma haste. Uma extremidade desta haste se encaixa num alojamento colocado na extremidade do eixo B e a outra desliza num furo situado na extremidade do eixo A. Um alargamento esférico no corpo da haste se articula com a gaiola. Se o eixo B for defletido em relação ao eixo A, deverá girar em torno de O, porque o conjunto tem este ponto como centro de rotação. Através do movimento do eixo B a haste será acionada comandando a gaiola e, portanto, as esferas, em um giro de aproximadamente metade do ângulo descrito pelo eixo B. Embora seja possível demonstrar geometricamente que o ângulo entre os eixos tem como bissetor o plano que passa pelos centros das esferas para um e somente um ângulo (diferente de zero) entre os eixos, dependendo das proporções do mecanismo-guia, os erros serão tão pequenos, para outros ângulos até 40° mais ou menos, que serão considerados desprezíveis. Portanto, para todos os fins práticos, o plano dos centros das esferas é o bissetor do ângulo entre os dois eixos e a junta transmite movimento com uma razão de velocidades angulares constante. A Fig. 2.28 apresenta uma fotografia da *junta Rzeppa*.

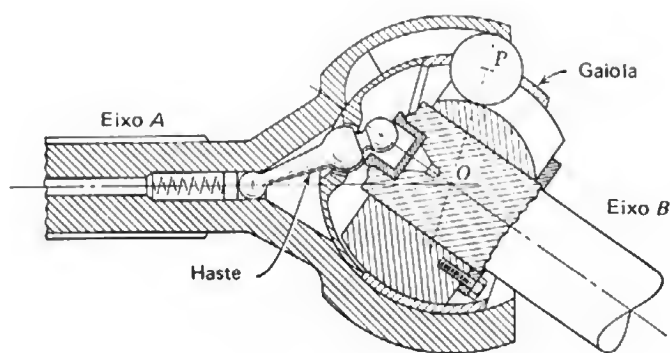


Figura 2.26

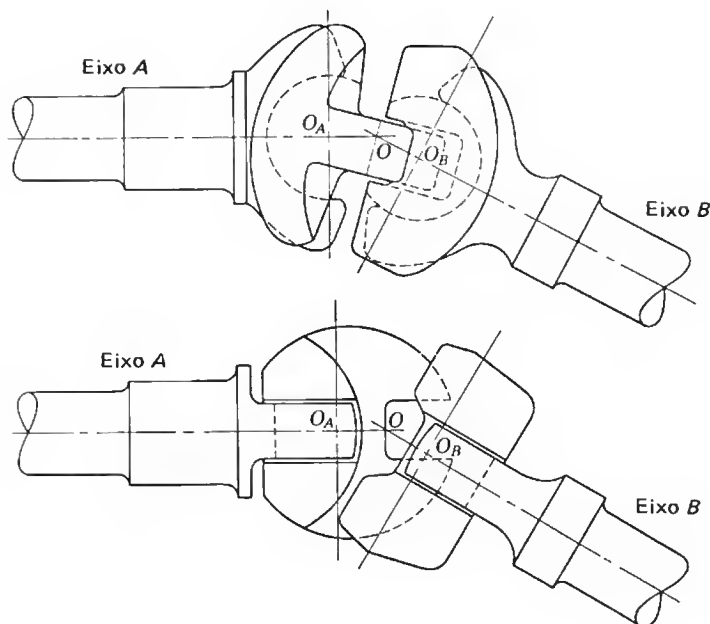


Figura 2.27

Uma *junta Tracta*, mostrada na Fig. 2.27, consiste de quatro peças: dois eixos com as extremidades em forma de garfo e duas peças hemisféricas, uma delas tem uma corrediça e a outra uma ranhura para receber a corrediça. Além disso, no lado hemisférico de cada peça há uma ranhura que permite a ligação com o garfo de cada eixo. Os dentes dos garfos abrangem um ângulo maior do que 180° de modo a serem autobloqueantes quando montados. A corrediça e a ranhura que recebe a corrediça fazem 90° com as ranhuras onde se encaixam os garfos. Através do encaixe entre a corrediça e a ranhura das peças hemisféricas, quando a junta está montada, os eixos das peças hemisféricas devem sempre permanecer no mesmo plano. Com a junta montada, os garfos ficam livres para girar em torno dos eixos das peças hemisféricas, que estão no plano da corrediça e da ranhura.

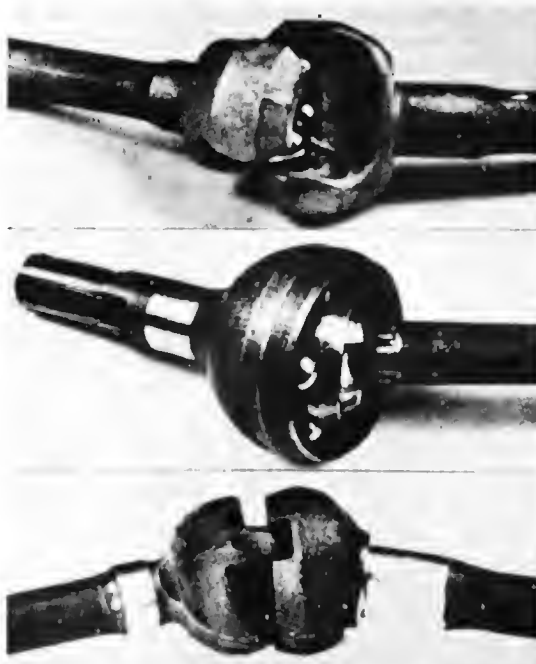


Figura 2.28 Juntas homocinéticas: Bendix-Weiss, Rzeppa e Tracta

Em aplicações industriais a junta é mantida em alinhamento adequado por meio de dois alojamentos esféricos não mostrados na figura. Com a junta montada, estes alojamentos proporcionam uma cobertura das peças da junta articulável e que suporta os eixos de modo que suas linhas de centro sempre se cruzem em um ponto eqüidistante dos centros das peças hemisféricas. Com este alinhamento a *junta Tracta* transmitirá movimento com razão de velocidades constante. A Fig. 2.28 apresenta uma fotografia desta junta.

Em adição às juntas de velocidade constante discutidas acima, um outro tipo de junta tem sido desenvolvida, conhecida como *junta tri-pot*. A junta tri-pot tem um alojamento cilíndrico com três furos axiais parcialmente cilíndricos igualmente espaçados. Os furos axiais enclausuram uma aranha com três encaixes, com uma esfera montada em cada encaixe. O ponto de contato entre as esferas e os furos do alojamento sempre permanece em um plano que coincide com a bissetriz do ângulo entre os dois eixos. Portanto, a velocidade transmitida entre os eixos de entrada e de saída será constante para qualquer ângulo entre os eixos. A aranha é usualmente fixada a um dos eixos e o alojamento aparafusado ao outro eixo.

Uma junta tri-pot combinada com uma junta Rzeppa é extensivamente utilizada na tração dianteira de automóveis, onde a Rzeppa é usada como junta de saída e a tri-pot como junta de entrada. Uma unidade automotiva de tração dianteira é mostrada na figura 2.29. Em veículos com tração dianteira, se as rodas dianteiras são projetadas para ter suspensão independente, é necessário usar duas juntas de velocidade constante por eixo para permitir o movimento da suspensão e o ângulo inclinação da roda.

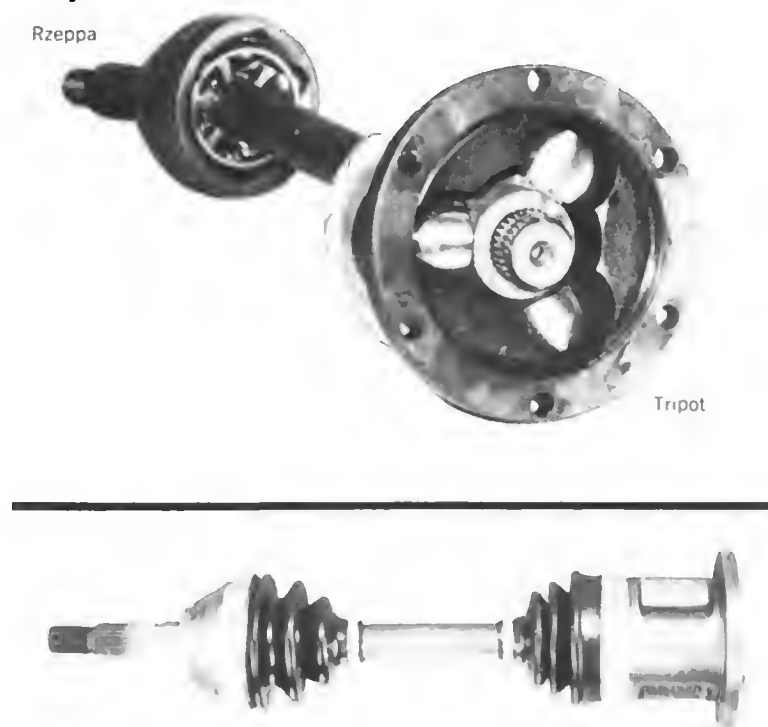


Figura 2.29 Unidade automotiva para tração dianteira

2.12 Mecanismos de Movimento Intermitente. Há muitos exemplos onde é necessário transformar movimento contínuo em intermitente. Um dos primeiros exemplos é o mecanismo de comando do movimento da mesa de uma máquina operatriz a fim de apresentar uma nova peça diante da ferramenta para usinagem. Há diversas maneiras de se conseguir este tipo de movimento.

Roda de genebra. Este mecanismo é muito útil na geração de movimento intermitente porque diminui o choque de acoplamento. A Fig. 2.30 mostra um esboço onde o prato 1, que gira continuamente, possui um pino acionador P que se encaixa em um sulco na peça conduzida 2. Na figura, a peça 2 gira de um quarto de volta para cada volta do prato 1. O sulco da peça 2 deve ser tangente à trajetória do ponto P no instante do acoplamento para reduzir o choque. Isto significa que o ângulo O_1PO_2 será um ângulo reto. Pode-se ver também que o ângulo β é a metade do ângulo descrito pela peça 2 durante a mudança de estação. No caso, o ângulo β é 45° .

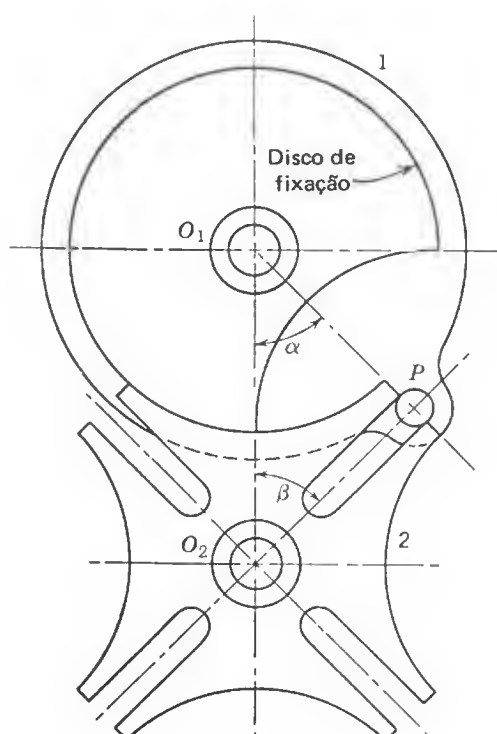


Figura 2.30 Roda de Genebra

É necessário um dispositivo de fixação para não deixar a peça 2 girar a não ser quando acionada pelo pino P . Uma das maneiras mais simples de se conseguir isso é montando um disco de fixação sobre a peça 1. A superfície convexa do disco coincide com a côncava da peça 2, exceto durante o período de troca de estação. É necessário cortar uma parte do disco de fixação para permitir o movimento da peça 2 quando estiver sendo acionada pela peça 1. Esse corte, no disco de fixação, corresponde a um arco de valor igual a duas vezes o ângulo α .

Se um dos sulcos da peça 2 for fechado, então o prato 1 dará somente um número limitado de voltas antes que o pino P esbarre no sulco fechado, interrompendo o movimento.

Mecanismo de catraca. Este mecanismo é empregado para gerar movimento circular intermitente a partir de uma peça oscilante ou alternativa. A Fig. 2.31 apresenta os detalhes. A roda dentada 4 recebe movimento intermitente através do braço 2 e do dente acionador 3. A lingüeta 5 impedirá a rotação da roda 4 quando o braço 2 girar no sentido horário preparando-se para outro curso. A linha de ação PN , entre o dente 3 e os dentes da roda 4, deve passar entre os centros O e A como indica a figura a fim de que o dente 3 permaneça em contato com a roda dentada. A linha de ação (não mostrada) entre a lingüeta 5 e a roda dentada, deve passar entre os centros O e B . Este mecanismo tem muitas aplicações, particularmente em contadores.

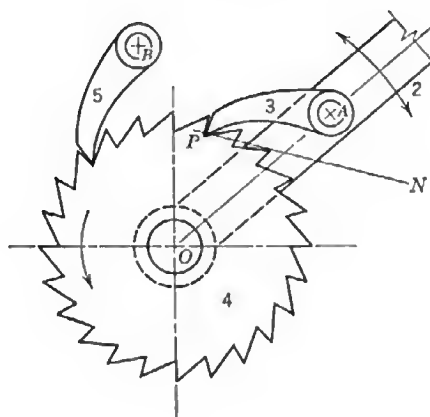


Figura 2.31 Catraca

Engrenamento intermitente. Este mecanismo encontra aplicação em acionamentos onde as cargas são leves e o choque for de importância secundária. A roda motriz possui um dente e a conduzida um número de vãos de dentes para a obtenção do movimento intermitente desejado. A Fig. 2.32 apresenta este mecanismo. Um dispositivo de frenagem deve ser empregado na roda 2 para evitar sua rotação quando o dente da engrenagem 1 não estiver acoplado com a peça 2. Um modo de fixar a peça 2 é mostrado na figura; a superfície convexa da roda 1 coincide com a superfície côncava entre os vãos de dentes da peça 2.

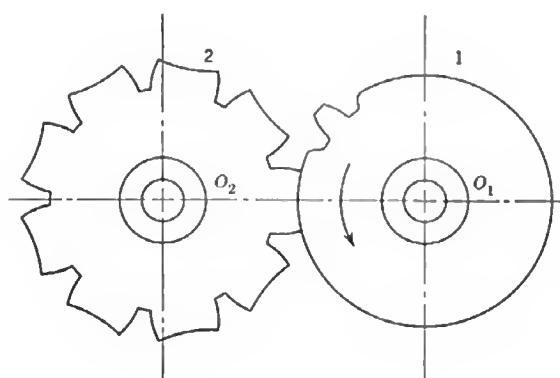


Figura 2.32 Engrenamento intermitente

Mecanismo de escape. Neste tipo de mecanismo uma roda dentada, sujeita a um torque, tem movimento de rotação intermitente por ação de um pêndulo.

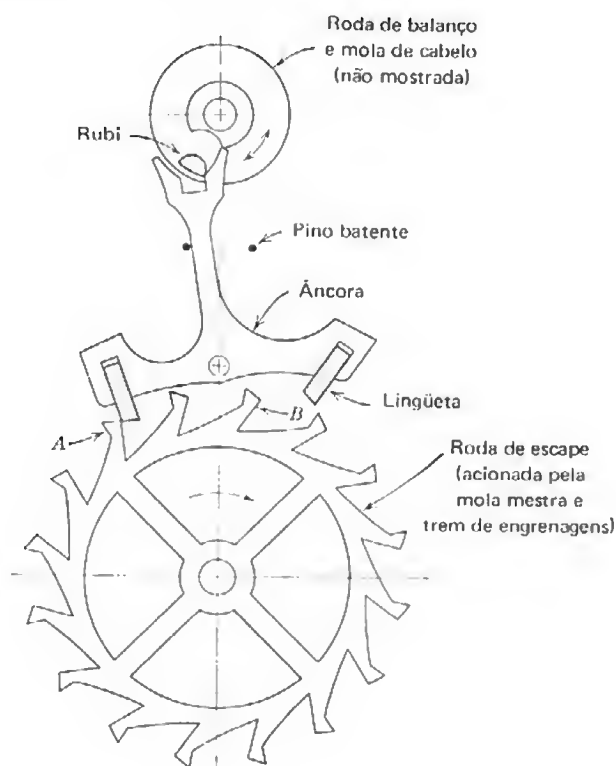


Figura 2.33

Devido a isto, o mecanismo pode ser empregado como um marcador de tempo e deste modo encontra sua maior aplicação em relógios. Uma segunda aplicação é o seu uso como um comando para controlar deslocamento, torque ou velocidade.

Há muitos tipos de escapes, porém, o que é usado em relógios, devido à sua grande precisão, é o escape com roda de balanço, mostrado na Fig. 2.33.

A roda de balanço e a mola de cabelo constituem um pêndulo torsional com um período fixo (tempo de oscilação de um ciclo). A roda de escape é acionada por uma mola mestra e um trem de engrenagens (não mostrado) e possui movimento de rotação intermitente no sentido horário comandado pela alavanca. Para cada oscilação completa da roda de balanço, a âncora libera a roda de escape para girar de um ângulo correspondente a um dente. A roda de escape, portanto, conta o número de vezes que a roda de balanço oscila e também, através da âncora, fornece energia à roda de balanço para compensar perdas por atrito e de resistência do ar.

A fim de estudar o movimento deste mecanismo durante um ciclo, consideremos a âncora mantida encostada no pino-batente da esquerda pelo dente A da roda de escape atuando sobre a lingüeta da esquerda. A roda de balanço gira no sentido anti-horário de modo que o rubi se choca com a âncora girando-a no sentido horário. O movimento da âncora faz com que a lingüeta da esquerda libere o dente A da roda de escape. Esta roda então gira no sentido horário e a parte superior do dente A impulsiona a lingüeta da esquerda, ao deslizar por baixo desta. Com este impulso a âncora começa agora a acionar o rubi, dando assim energia à roda de balanço para manter o seu movimento.

Depois que a roda de escape girar um pequeno ângulo, voltará ao repouso novamente quando o dente *B* topar com a lingüeta da direita que tinha sido baixada devido à rotação da âncora. Esta âncora bate no pino da direita e pára, mas a roda de balanço continua girando até que sua energia seja absorvida pela mola de cabelo, por atrito no mancal e pela resistência do ar.

A força do dente *B* da roda de escape sobre a lingüeta da direita mantém a âncora bloqueada, de encontro ao pino-batente da direita. A roda de balanço completa a sua oscilação e inverte o sentido, retornando com movimento no sentido horário. O rubi agora bate no lado esquerdo do entalhe da âncora impulsionando-a no sentido anti-horário. Esta ação libera o dente *B*, que por sua vez impulsiona a âncora através da lingüeta da direita. Depois de girar um pequeno ângulo a roda de escape voltará ao repouso novamente quando o dente seguinte topar com a lingüeta da esquerda.

O escape de roda de balanço é também conhecido como escape de âncora *independente* porque a roda de balanço fica livre de seu contato com a âncora durante a maior parte de sua oscilação. Devido a esta liberdade relativa da roda de balanço, o escape tem uma precisão de $\pm 1\%$.

Para informação adicional sobre mecanismos de escape e suas aplicações deve-se consultar uma das muitas referências sobre o assunto.

2.13 Elementos de computação. No passado os elementos mecânicos de computação eram largamente utilizados em computadores analógicos para solução de equações complexas. Eles eram utilizados no controle de mísseis guiados, controle de fogo de armas, bombas, e muitos outros sistemas, tanto comerciais quanto militares. Enquanto sistemas computacionais eletrônicos têm substituído largamente os sistemas mecânicos, existem muitas situações onde dispositivos mecânicos são preferidos porque eles não requerem energia elétrica. Com essa vantagem, unidades mecânicas são particularmente aceitáveis para uso em ambientes explosivos e em locais remotos, como sistemas de tubulações de óleo e gás.

Em adição à sua capacidade de gerar funções matemáticas particulares, os elementos mecânicos de computação também são utilizados para produzir vários tipos de movimentos em máquinas de produção. Um exemplo notável disso são integradores, cames, engrenagens circulares e não circulares, e diferenciais. Esses mecanismos têm alta confiabilidade e vida longa.

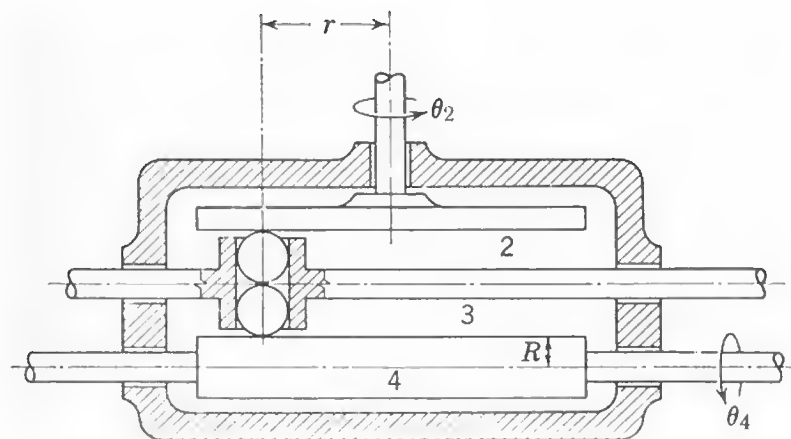


Figura 2.34

2.14 Integradores. Um mecanismo de integração é mostrado na Fig. 2.34. O disco 2 rotaciona e aciona as esferas que são posicionadas através do eixo suporte das esferas 3. As esferas, por sua vez, acionam o eixo 4. É mantido rolamento puro entre o disco e as esferas e entre o eixo 4 e as esferas. As variáveis de entrada são a taxa de rotação do disco 2 e o deslocamento axial *r* das esferas. A saída do eixo 4 é o resultado. A ação do mecanismo, portanto, fornece a seguinte relação

$$R d\theta_4 = r d\theta_2$$

porque a distância percorrida pela esfera superior em contato com o disco 2 deve ser igual à distância percorrida pela esfera inferior em contato com o eixo 4. Ao ser integrada a equação precedente fica

$$\theta_4 = (1/R) \int r d\theta_2 \quad (2.13)$$

onde r é função de θ_2 . O valor de $1/R$ é a constante integradora e é muito importante no projeto de sistemas de integração. O sistema também pode ser usado como um multiplicador por se tomar r como uma constante durante cada operação. O sistema então fornecerá $\theta_4 = (r/R) \theta_2$.

A equação 2.13 pode também ser expressa em termos de x , y e z . A rotação θ_2 pode ser representada por x , o deslocamento da posição das esferas r por y , igual a $f(x)$, e a saída θ_4 por z . Ao substituir essas variáveis na Equação 2.8 ela ficará da seguinte forma

$$z = (1/R) \int y \, dx \quad (2.14)$$

Essas variáveis são mostradas esquematicamente na Fig. 2.35.

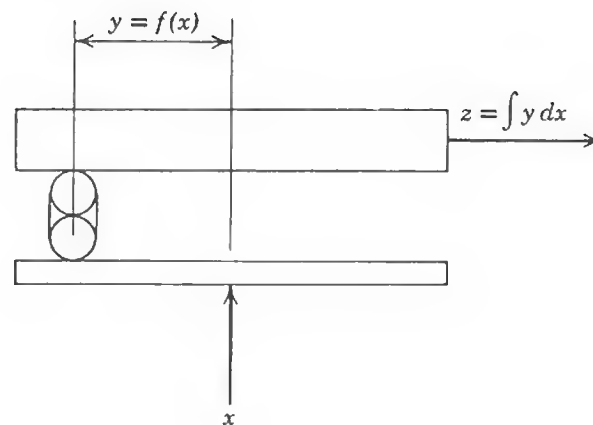


Figura 2.35

No integrador, a entrada x e a saída z são rotações de eixos, enquanto a entrada y é a distância linear da carreira de esferas ao centro do disco. Para prover o movimento necessário para y , um parafuso guia é freqüentemente usado. Ao ser feito isso, a rotação do parafuso, que é proporcional à posição da carreira de esferas, pode ser usado para representar y . Entretanto, a entrada e a saída serão sempre rotação de eixos. Um integrador comercial é mostrado na Fig. 2.36. A teoria das cames é apresentada no Capítulo 3.

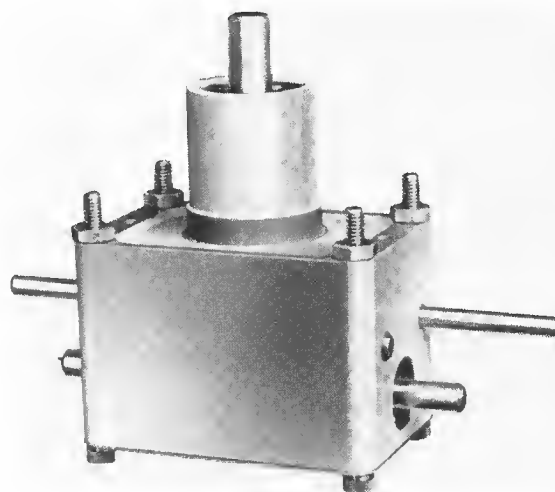


Figura 2.36

2.15 Síntese. Nos sistemas articulados, estudados neste capítulo, eram dadas as dimensões do mecanismo e o problema consistia em analisar o movimento produzido pelo sistema. Um assunto completamente diferente, entretanto, é tentar dimensionar um mecanismo para dar esse movimento. Este procedimento é conhecido por *síntese de mecanismos*. Indubitavelmente muitos problemas de síntese têm sido resolvidos por tentativas, mas foi somente nos anos recentes que foram desenvolvidas soluções racionais.

Muitos métodos de síntese foram propostos, gráficos e analíticos, e somente o seu estudo já seria uma matéria. No capítulo 9, Introdução à Síntese, são apresentados diversos métodos para ilustrar os princípios envolvidos.

Problemas

2.1. No mecanismo de quatro barras, mostrado na Fig. 2.1, faça $O_2O_4 = 50$ mm, $O_2A = 62$ mm, $AB = 38$ mm e O_4B igual a 44 mm, 69 mm e 19 mm. Determine para cada um se as peças 2 e 4 giram ou oscilam. No caso de oscilação determine as posições-limite.

2.2. No mecanismo de quatro barras, mostrado na Fig. 2.1, a peça 2 gira e a peça 4 oscila segundo um ângulo de 75° . A peça 4 tem 114 mm de comprimento e quando está em uma posição extrema, a distância O_2B é de 102 mm e na outra posição extrema é de 229 mm. Determine os comprimentos das peças 2 e 3 e determine os valores máximo e mínimo do ângulo de transmissão.

2.3. Se no mecanismo de manivela dupla, mostrado na Fig. 2.4c, $O_2A = 76,2$ mm, $AB = 102$ mm e $O_4B = 127$ mm, qual deve ser o comprimento máximo de O_2O_4 para um funcionamento adequado do mecanismo?

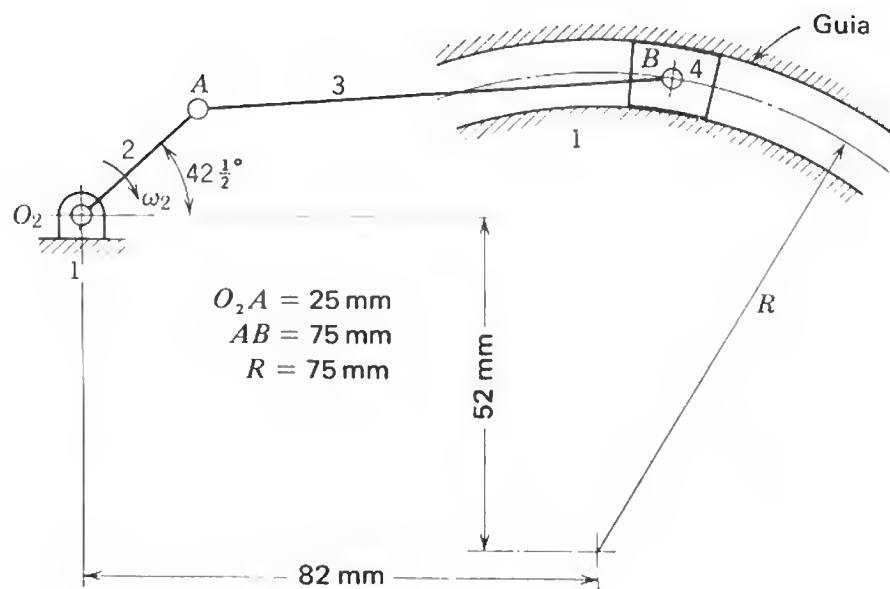


Figura 2.37

2.4. No mecanismo de quatro barras, mostrado na Fig. 2.37, a guia é fixa e sua linha de centro é um arco circular de raio R . Determine a velocidade angular do bloco 4, para a fase mostrada. A velocidade angular ω_2 é 1 rad/s. Indique o sentido de ω_4 .

2.5. Considerando o mecanismo cursor-manivela, mostrado na Fig. 2.5b, deduza as equações para o deslocamento, a velocidade e a aceleração do cursor em função de R , L , ω e ϕ . Não faça aproximações. Considere ω constante.

2.6. A equação aproximada para o deslocamento do cursor, no mecanismo cursor-manivela, é $x = R (1 - \cos \theta) + (R^2 / 2L) \sin^2 \theta$, sendo $\theta = \omega t$, porque ω é constante. Deduza as equações para a velocidade e a aceleração do cursor se ω não for constante.

2.7. Escreva um programa de computador para calcular o deslocamento, a velocidade e a aceleração do cursor do mecanismo cursor-manivela mostrado na Fig. 2.5. Use a equação exata e a aproximada. Faça $R = 50$ mm, $L = 100$ mm, $n_2 = 2400$ rpm. Calcule o deslocamento, a velocidade e a aceleração, para uma volta da manivela, com intervalos de 10° para o ângulo θ .

2.8. Um mecanismo cursor-manivela tem uma manivela de comprimento $R = 50$ mm e opera a 250 rad/s. Calcule os valores máximos da velocidade e da aceleração e determine os ângulos da manivela em que ocorrem esses máximos. Use bielas de comprimentos 200, 230 e 250 mm. Utilize as equações aproximadas e considere ω constante.

2.9. Escreva um programa de computador para comparar o movimento harmônico simples do Garfo Escocês (Fig. 2.8) com o movimento do cursor do mecanismo cursor-manivela. Use $n = 1800$ rpm, $R = 50$ mm e $L = 100$ mm para o cursor-manivela e $r = 50$ mm para o Garfo Escocês. Calcule o deslocamento, a velocidade e a aceleração para cada valor de θ , variando-o de 0 a 360° no sentido anti-horário. Empregue as equações aproximadas para o mecanismo cursor-manivela e considere ω constante.

2.10. No mecanismo da Fig. 2.38, despreze o efeito da biela (considere infinito o comprimento da biela) e determine uma expressão para o movimento relativo entre os dois cursores. Esta relação deve ser uma função do tempo e constar de um único termo trigonométrico.

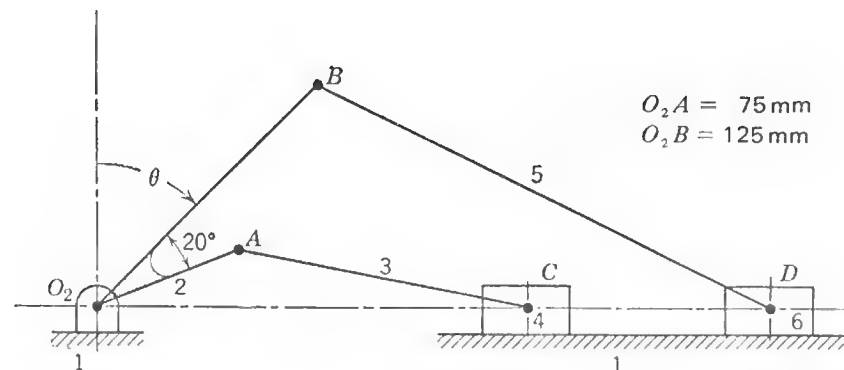


Figura 2.38

2.11. Se peça 2 do Garfo Escocês, mostrado na Fig. 2.8a, gira a 100 rpm, determine a velocidade máxima e a aceleração máxima da peça 4 para um curso de 10 mm.

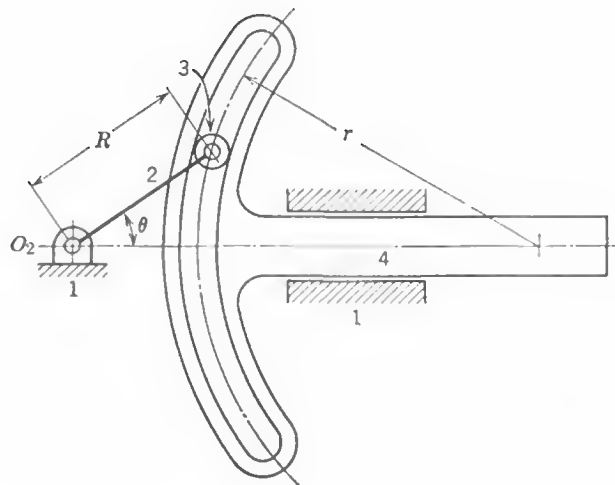


Figura 2.39

2.12. A Fig. 2.39 apresenta um mecanismo Garfo Escocês modificado, no qual a linha de centro da guia é um arco circular de raio r . O raio da manivela é R . Deduza uma expressão para o deslocamento x do garfo (peça 4) em função de θ , R e r . Indique o deslocamento no desenho.

2.13. Considerando o mecanismo de retorno rápido de manivela dupla e cursor mostrado na Fig. 2.9, determine a velocidade do cursor 6 para uma volta completa da manivela 2, usando intervalos de 45° para o ângulo de rotação desta manivela. A velocidade de rotação da peça 2 é de 100 rpm. Considere $O_2O_4 = 76$ mm, $O_2A = 114$ mm, $AB = 140$ mm, $BC = 216$ mm, $O_4B = 152$ mm, $O_4C = 152$ mm e $CD = 470$ mm. Determine ω_4 usando o princípio da transmissão de movimento e então calcule a velocidade do cursor 6 empregando a equação do mecanismo cursor-manivela.

2.14. Utilizando as dimensões do mecanismo do problema 2.13, determine o comprimento do curso da peça 6 e a razão entre os tempos de avanço e de retorno (razão de tempo).

2.15. Para o mecanismo Whitworth mostrado na Fig. 2.10, determine o comprimento do cursor da peça 6 e a razão entre os tempos de avanço e de retorno. Considere $O_2O_4 = 64$ mm, $O_2A = 127$ mm, $O_4B = 127$ mm e $BC = 457$ mm.

2.16. Para o mecanismo cursor-manivela, mostrado na Fig. 2.11, determine graficamente o comprimento do curso e a razão entre os tempos de avanço e de retorno. Considere $O_2O_4 = 406$ mm, $O_2A = 152$ mm, $O_4B = 660$ mm, $BC = 305$ mm e a distância de O_4 à trajetória de C igual a 635 mm.

2.17. Projete um mecanismo Whitworth que tenha um comprimento de curso de 305 mm e uma razão de tempos de 11/7.

2.18. Projete um mecanismo de plaina limadora que tenha um comprimento de curso de 305 mm e uma razão de tempos de 11/7.

2.19. Para o mecanismo de retorno rápido, apresentado na Fig. 2.40, deduza uma expressão para o deslocamento x do cursor 5 em função unicamente do ângulo θ da peça motriz 2 e das distâncias constantes mostradas na figura.

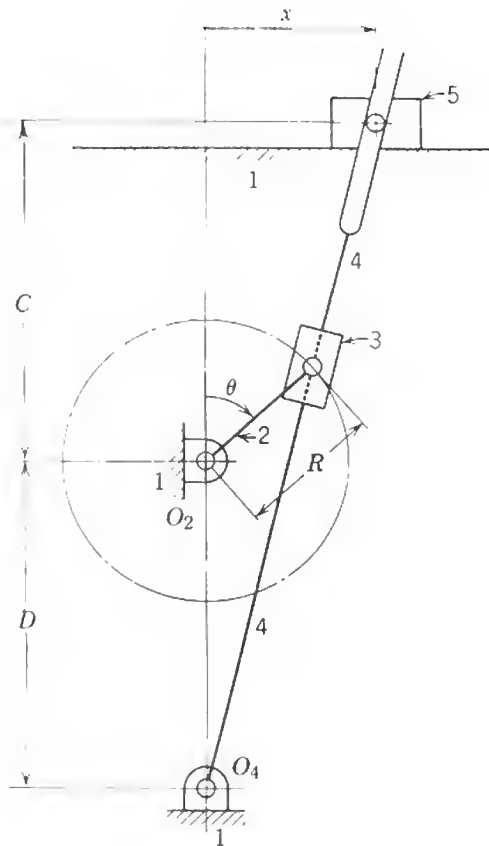


Figura 2.40

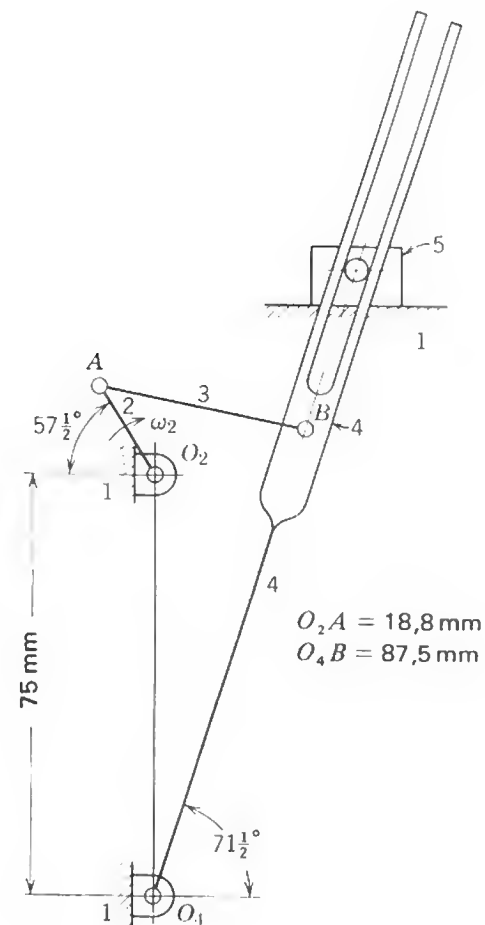


Figura 2.41

2.20. A Fig. 2.41 representa um mecanismo de retorno rápido no qual a peça 2 é a motriz. A peça 5 se desloca para a direita durante o curso de trabalho e para a esquerda durante o curso de retorno rápido. Determine a razão de velocidades angulares ω_4/ω_2 para a fase mostrada na figura, e a razão de tempos do mecanismo.

2.21. Deduza as equações de deslocamento, velocidade e aceleração para o mecanismo de manivela deslocada mostrado na Fig. 2.12. As equações devem ter forma semelhante às das equações 2.2, 2.3 e 2.4.

2.22. Calcule os comprimentos da manivela e da biela para um mecanismo de manivela deslocada que satisfaça às condições apresentadas na Fig. 2.42.

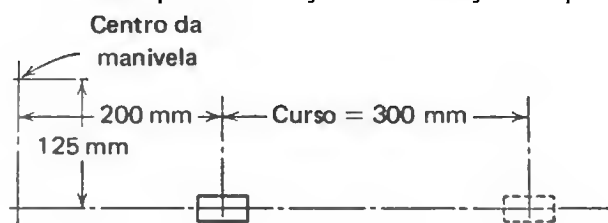


Figura 2.42

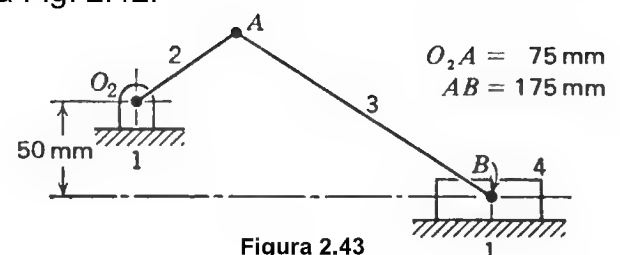


Figura 2.43

2.23. Para o mecanismo de manivela deslocada, mostrado na Fig. 2.43, calcule (a) o comprimento do curso do bloco 4, (b) a distância O_2B quando o bloco estiver na posição extrema esquerda e (c) a razão de tempos.

2.24. Considerando somente as peças 4, 5 e 6 do mecanismo de alavanca articulado mostrado na Fig. 2.13, escreva um programa de computador para mostrar as forças desenvolvidas neste mecanismo. Considere F uma força constante de 45 N. Sugestão: Use a equação 2.8 e varie α de 10° até perto de 0° .

2.25. Plote a trajetória do ponto P do mecanismo traçador de retas de Watt, mostrado na Fig. 2.15. Faça $O_2A = 51$ mm, $O_4B = 76$ mm, $AP = 38$ mm, $BP = 25$ mm e as peças 2 e 4 perpendiculares à peça 3.

2.26. Considerando a Fig. 2.15, determine graficamente as dimensões do mecanismo traçador de retas de Watt para que o trecho reto da trajetória do ponto P tenha um comprimento de aproximadamente 127 mm.

2.27. Prove que o ponto P do mecanismo Peaucellier, mostrado na Fig. 2.16, traça uma linha reta verdadeira.

2.28. Prove que os pontos P e Q do pantógrafo mostrado na Fig. 2.17 se deslocam em trajetórias semelhantes.

2.29. No pantógrafo representado na Fig. 2.44, o ponto Q traça um segmento de reta de 76 mm enquanto P traça um segmento de 203 mm. Se o valor máximo da distância OP for 394 mm, projete um pantógrafo para dar o movimento desejado, verifique suas duas posições extremas e determine os comprimentos das peças.

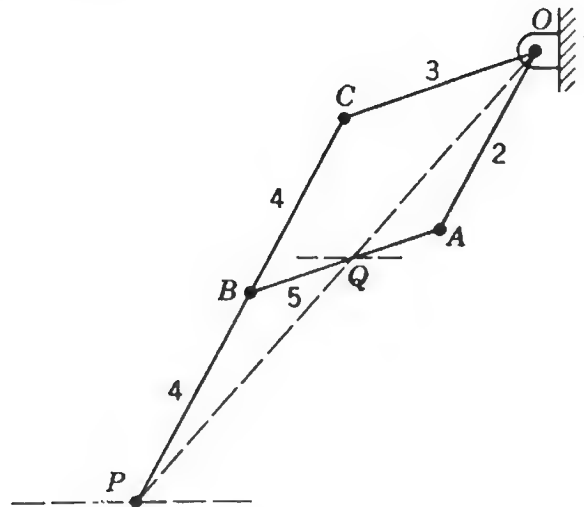


Figura 2.44

2.30. Uma junta de Hooke liga dois eixos a 135° ($\beta = 45^\circ$) conforme mostrado na Fig. 2.21. Calcule as velocidades angulares máxima e mínima do eixo conduzido, para uma rotação constante do eixo motriz de 100 rpm.

2.31. Deduza as equações de deslocamento e velocidade angulares da peça conduzida de um mecanismo Roda de Genebra (Fig. 2.29). O movimento se inicia quando o pino acionador entra no sulco da peça conduzida e cessa quando o pino sai desse sulco. Determine $\beta = f(\alpha)$, $d\beta/d\alpha = f(\alpha)$ e use $(d\beta/d\alpha)(d\alpha/dt) = d\beta/dt$ para determinar uma equação para a velocidade angular da peça conduzida.

2.32. Usando as equações deduzidas no problema 2.31, escreva um programa de computador e calcule os valores de β e ω_2 para α variando de 60° a 0° em intervalos de 10° . Faça $\alpha = 60^\circ$ no primeiro ponto de contato, $O_1P = 45$ mm, $O_1O_2 = 89$ mm e $n_1 = 1000$ rpm (constante).

2.33. Projete um mecanismo Roda de Genebra para satisfazer às seguintes condições: a peça motriz gira continuamente enquanto a conduzida gira intermitente, completando um quarto de volta para cada volta da motriz. A distância entre os centros das peças motriz e conduzida é de 89 mm. O diâmetro do pino acionador é de 9,5 mm. Os diâmetros dos eixos das peças motriz e conduzida são 16 mm e 25 mm, com rasgos de chavetas de 4,8 x 4,8 mm e 6,4 x 6,4 mm, respectivamente. O cubo da peça motriz deve aparecer por trás do prato. Os diâmetros dos cubos são 1,75 vezes os diâmetros dos furos. Determine os ângulos α e β .